

Приведённые затраты П рассчитывали с использованием коэффициента экономической эффективности капитальных вложений ЕН:

$$П = С + ЕНК,$$

где С – годовые эксплуатационные расходы, руб/год; ЕН = 0,12 год⁻¹.

Экономический эффект определялся как разность приведённых затрат по сравниваемым вариантам. Результаты расчётов приведены в таблице.

Т а б л и ц а

Экономическое сравнение вариантов

№	Показатели	Ед. изм.	I вариант	II вариант
1	Капитальные вложения	млн. руб.	-	51
2	Годовые эксплуатационные расходы:	млн. руб./год		
	всего		159	122,3
	в т.ч.:			
	тепловая энергия		150,9	108,5
	электроэнергия		1,509	2,68
	зарботная плата		2,9	3,8
	амортизация		-	2,04
	текущий ремонт		2,04	2,04
	техника безопасности и управление		1,93	3,2
3	Приведённые затраты	млн. руб./год	159	128
4	Экономический эффект	млн. руб./год	31	

Таким образом, установка экономайзеров для утилизации вторичных энергоресурсов позволяет предприятию существенно снизить затраты на оплату тепловой энергии, получаемой от ТЭЦ. Для условий КачГОК затраты на тепловую энергию уменьшаются на 42,4 млн. руб./год. Экономический эффект составляет 31 млн. руб./год.

Предприятия зачастую не в полном объёме используют вторичные энергоресурсы, так как это требует значительных единовременных капитальных вложений. Наши расчёты показывают, что снижение эксплуатационных затрат подтверждает экономическую эффективность таких проектов.

Использование вторичных энергоресурсов даёт существенный экологический эффект, так как уменьшается тепловое загрязнение атмосферы выбросами предприятия. Также увеличивается срок службы газоходов, дымососов и труб за счёт снижения температуры отходящих газов.

Библиографический список

1. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: Справочник / В. И. Манюк, Я. И. Каплинский, Э. Б. Хиж и др. 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Стройиздат, 2009. - 432 с.
2. Водяные тепловые сети: Справ. пособие по проектированию / И. В. Беляйкина, В. П. Витальев, Н. К. Громов и др. - М.: Энергоатомиздат, 1988. - 376 с.
3. СНиП 2.04.01-85*. Внутренний водопровод и канализация зданий. - М.: ГУП ЦПП, 2000. - 60 с.
4. СНиП 41-03-2003. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. - М.: ГК РФ по строительству и ЖКХ, 2004. - 56 с.
5. СНиП 41-02-2003. Тепловые сети. - М.: ФГУП ЦПП, 2004. - 72с.

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ФАКТОРОВ НА РАБОЧИЕ
ПРОЦЕССЫ ПЛАСТИНЧАТОГО НАСОСА ДВУКРАТНОГО ДЕЙСТВИЯ С
ПРЕДКАМЕРОЙ**

В.Ю. ЭНГЕЛЬ, студ. О.А. КАРИМОВА

ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина»

К настоящему времени многие отечественные и зарубежные фирмы повысили давление пластинчатых насосов до 30 МПа, а частоту вращения до 3000 мин⁻¹, что привело к снижению их габаритов и веса. Кроме того, качающий узел насоса (ротор, статор, распределительные диски) выполняются сменными, что существенно повышает срок службы насосов.

Это привело к использованию таких гидромашин для замены аксиально-поршневых насосов в строительных и дорожных машинах (СДМ).

Однако рост давления и частоты привел к повышению уровня шума насосов, который стал сравним с шумом других агрегатов СДМ и в частности дизеля. Снижение шума рассматриваемых насосов, таким образом, является актуальной задачей.

Многими исследователями установлено, что коммутационные процессы, т.е. процессы, протекающие в рабочих камерах насоса при быстром (за несколько миллисекунд) переходе от окна низкого к окну высокого давления являются главными источниками вибрации корпуса и излучаемого им шума. Наиболее эффективным способом улучшения вибрационных и шумовых характеристик аксиально-поршневых гидромашин является включение в их конструкцию дополнительной камеры – предкамеры (ПрК) (по данным фирмы Паркер это позволило уменьшить шум до 63 дБ).

В статье [1] дана схема расположения предкамеры в пластинчатом насосе марки Г12-2 и представлены графики зависимости изменения давления в предкамере и рабочей камере насоса в функции от угла поворота ротора для двух крайних значений объема предкамеры, минимального и максимального. Показано, что объем предкамеры, равный 8 см^3 , обеспечивает достаточно плавное изменение давления в рабочей камере насоса указанной марки.

Предкамера с таким объемом может быть свободно размещена в габаритах распределительного диска насоса Г12-2 и, следовательно, размеры и вес насоса останутся без изменения.

Большой интерес представляет выявления влияния на протекание коммутационных процессов таких параметров как давление на выходе насоса, объем рабочей камеры, частоты вращения приводного вала и содержания воздуха в рабочей жидкости.

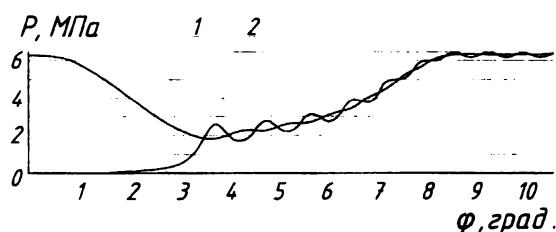


Рис. 1. График зависимости $p = f(\varphi)$ для насоса типа Г12-5

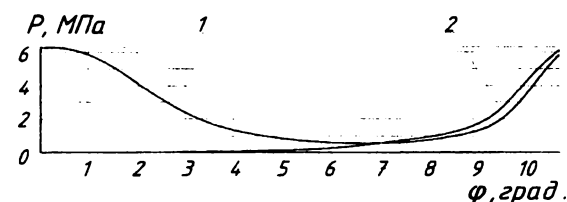


Рис. 2. График зависимости $p = f(\varphi)$ для насоса типа Г12-4

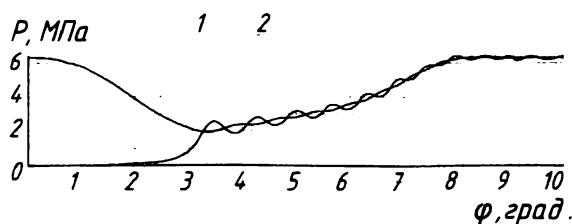


Рис. 3. График зависимости $p = f(\varphi)$ для насоса типа Г12-2

В данной статье представлены результаты теоретического исследования того же насоса с той же предкамерой при изменении перечисленных параметров. Исследование проводилось по той же методике, что и работе [1]. Необходимо отметить, что при составлении программы была учтена инерционность жидкости. Это позволило увидеть на диаграммах пульсации давления.

Для оценки процессов введен градиент нарастания давления в рабочей камере насоса, равный отношению разности максимального и минимального давлений в рабочей камере к разности углов поворота ротора при этих давлениях.

Влияние объема рабочей камеры

На рис. 1 показан график при $V_{\text{рк}} = 16 \text{ см}^3$; $V_{\text{пк}} = 4 \text{ см}^3$; $P_{\text{ном}} = 6,3 \text{ МПа}$; $m = 0,05$; $n = 1200 \text{ об/мин}$, 1 – кривая давления в предкамере; 2 – кривая давления в рабочей камере.

Градиент нарастания давления:

$$B = \frac{(6,5 - 0,1) \text{ МПа}}{0,1 \text{ рад}} = 58,2 \text{ МПа/рад.}$$

На рис. 2 показан график для $V_{\text{рк}} = 50 \text{ см}^3$; $V_{\text{пк}} = 4 \text{ см}^3$; $P_{\text{ном}} = 6,3 \text{ МПа}$; $m = 0,05$; $n = 1450 \text{ об/мин}$, 1 – кривая давления в предкамере; 2 – кривая давления в рабочей камере.

Градиент нарастания давления:

$$B = \frac{(6 - 0,1) \text{ МПа}}{0,1 \text{ рад}} = 53,4 \text{ МПа/рад.}$$

Вывод по влиянию объема рабочей камеры. Графики зависимости $p = f(\varphi)$ показывают, что при увеличении объема рабочей камеры градиент нарастания давления уменьшается. В насосе Г12-4 с рабочим объемом 50 см³ нарастание давления в рабочей камере и падение в предкамере происходит без каких-либо колебаний.

Влияние частоты вращения вала насоса.

На рис. 3 показан график для $V_{\text{рк}} = 20 \text{ см}^3$; $V_{\text{пк}} = 4 \text{ см}^3$; $P_{\text{ном}} = 6,3 \text{ МПа}$; $m = 0,05$; $n = 960 \text{ об/мин}$, 1 – кривая давления в предкамере; 2 – кривая давления в рабочей камере.

Градиент нарастания давления:

$$B = \frac{(6,35 - 0,1) \text{ МПа}}{0,1 \text{ рад}} = 62,5 \text{ МПа/рад.}$$

На рис. 4 показан график для $V_{\text{рк}} = 20 \text{ см}^3$; $V_{\text{пк}} = 4 \text{ см}^3$; $P_{\text{ном}} = 6,3 \text{ МПа}$; $m = 0,05$; $n = 2000 \text{ об/мин}$, 1 – кривая давления в предкамере; 2 – кривая давления в рабочей камере.

Градиент нарастания давления:

$$B = \frac{(6,35 - 0,1) \text{ МПа}}{0,122 \text{ рад}} = 51,2 \text{ МПа/рад.}$$

Вывод по влиянию числа оборотов. Оптимальное число оборотов является 1450 об/мин, т.к. наблюдаются наименьшие колебания давления и приемлемый градиент нарастания давления.

Влияние содержания воздуха (m – отношение объема воздуха в рабочей жидкости к объему рабочей камеры).

На рис. 5 показан график для $V_{\text{рк}} = 20 \text{ см}^3$; $V_{\text{пк}} = 4 \text{ см}^3$; $P_{\text{ном}} = 6,3 \text{ МПа}$; $m = 0,05$; $n = 1200 \text{ об/мин}$, 1 – кривая давления в предкамере; 2 – кривая давления в рабочей камере.

Градиент нарастания давления:

$$B = \frac{(6,3 - 0,1) \text{ МПа}}{0,1 \text{ рад}} = 61 \text{ МПа/рад.}$$

На рис. 6 показан график для $V_{\text{рк}} = 20 \text{ см}^3$; $V_{\text{пк}} = 4 \text{ см}^3$; $P_{\text{ном}} = 6,3 \text{ МПа}$; $m = 0,08$; $n = 1200 \text{ об/мин}$, 1 – кривая давления в предкамере; 2 – кривая давления в рабочей камере.

Градиент нарастания давления:

$$B = \frac{(6,4 - 0,1) \text{ МПа}}{0,12 \text{ рад}} = 52,5 \text{ МПа/рад.}$$

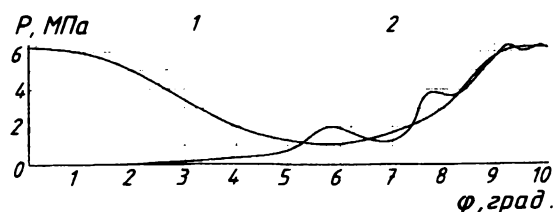


Рис. 4. График зависимости $p = f(\varphi)$ для насоса типа Г12-2

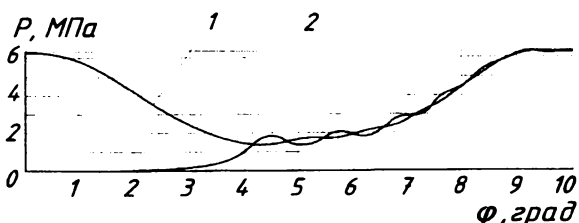


Рис. 5. График зависимости $p = f(\varphi)$ для насоса типа Г12-2

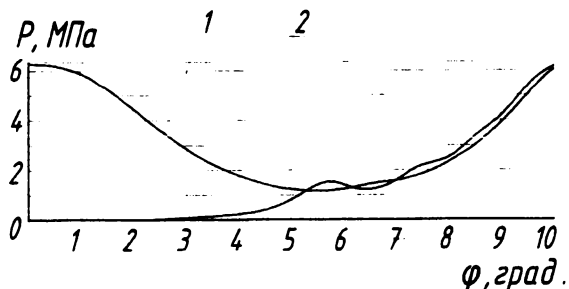


Рис. 6. График зависимости $p = f(\varphi)$ для насоса типа Г12-2

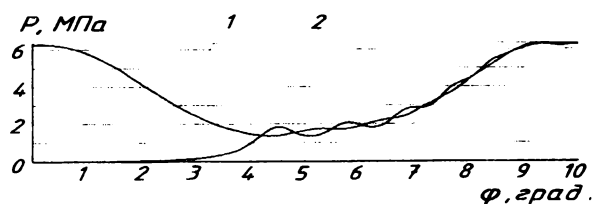


Рис. 7. График зависимости $p = f(\varphi)$ для насоса типа Г12-2

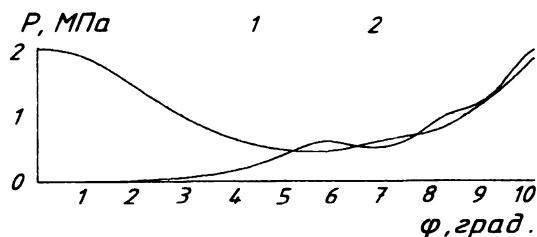


Рис. 8. График зависимости $p = f(\varphi)$ для насоса типа Г12-5

Вывод по влиянию содержания воздуха в рабочей камере. При большем содержании воздуха кривая давления в рабочей камере нарастает плавно и практически без колебаний.

Влияние давления нагнетания

На рис. 7 показан график для $V_{рк} = 20 \text{ см}^3$; $V_{пк} = 4 \text{ см}^3$; $P_{ном} = 6,3 \text{ МПа}$; $m = 0,05$; $n = 1200 \text{ об/мин}$, 1 – кривая давления в предкамере; 2 – кривая давления в рабочей камере.

Градиент нарастания давления:

$$B = \frac{(6,3 - 0,2) \text{ МПа}}{0,1 \text{ рад}} = 61 \text{ МПа/рад.}$$

На рис. 8 показан график для $V_{рк} = 20 \text{ см}^3$; $V_{пк} = 4 \text{ см}^3$; $P_{ном} = 2 \text{ МПа}$; $m = 0,05$; $n = 1450 \text{ об/мин}$, 1 – кривая давления в предкамере; 2 – кривая давления в рабочей камере.

Градиент нарастания давления:

$$B = \frac{(2 - 0,1) \text{ МПа}}{0,122 \text{ рад}} = 15,6 \text{ МПа/рад.}$$

Вывод по влиянию давления нагнетания:

При уменьшении давления нагнетания с 6,3 до 2 МПа градиент нарастания давления значительно уменьшается, а также становятся незначительными колебания давления в рабочей камере насоса.

В результате исследования произведен выбор оптимальных параметров коммутационного процесса и разработана конструкция нового распределителя.

Библиографический список

В.Ю. Энгель, Каримова О.А. Теоретическое исследование влияния предкамеры на рабочие процессы пластинчатого насоса двукратного действия. Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития: сборник научных трудов 6-й Международной научно-технической конференции. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та. -2010. С.227-228.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВКЛАДА ГИДРОМАШИНЫ В ОБЩИЙ УРОВЕНЬ ШУМА, СОЗДАВАЕМЫЙ УНИВЕРСАЛЬНЫМ ОДНОКОВШОВЫМ СТРОИТЕЛЬНЫМ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ЭКСКАВАТОРОМ

Л.Г. ПАСТУХОВА, В.Ю. ЭНГЕЛЬ, студ. К.А. СТЕПАНОВА

ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина»

В соответствии с операциями, выполняемыми строительно-дорожными машинами (СДМ) различают машины для подготовительных, земляных и укладочных работ, подъемно-транспортные машины и пр. К наиболее распространенным машинам, выполняющим указанные операции, относятся экскаваторы, автогрейдеры, погрузчики, краны, самоходные катки, бульдозеры.

В основном СДМ оборудованы дизельным приводом. Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) может располагаться или под капотом, или в дизельном помещении. Основными источниками шума являются корпус ДВС (механический шум), а также выхлоп и всасывание ДВС (аэродинамический шум). Шум строительно-дорожных машин и тракторов могут также

производить гусеницы (создающие механический шум при передвижении), вентилятор охлаждения двигателя внутреннего сгорания (аэродинамический шум), элементы силовой передачи (механический шум), гидравлические насосы или гидромоторы (гидравлический шум).

Внешний шум машин зависит в основном от акустических характеристик и числа источников шума, а также от состава и эффективности применяемой шумозащиты.

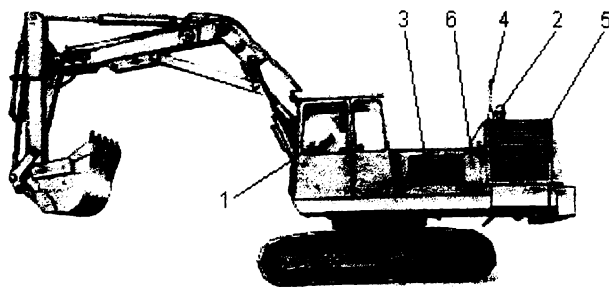


Рис. 1. Расчетная схема: 1 – кабина; 2 – впуск; 3 – капот для гидравлической системы; 4 – выпуск; 5 – капот ДВС; 6 – моторный отсек